

省エネルギー二重反転形小型軸流ファンの内部流れと 高性能設計に関する研究

重 光 亨¹, 矢野 忠寛², 岡部 佑樹², 福 富 純一郎¹

The Study of High Performance Design and Internal Flow of Energy Saving Contra-Rotating Small-Sized Axial Fan

Toru SHIGEMITSU, Tadahiro YANO, Yuki OKABE, Junichiro FUKUTOMI

Small-sized axial fans are used as air cooler for electric equipments. But there is a strong demand for higher power of fan according to the increase of quantity of heat from electric devices. Therefore, higher rotational speed design is conducted although, it causes the deterioration of efficiency and the increase of noise. Then the adoption of contra-rotating rotors for small-sized fan was proposed for the improvement of performance.

In the present paper, the performance and internal flow condition of a small-sized axial fan with 100mm diameter are shown as a first step of the research for the contra-rotating small-sized axial fan and the similarity law of this small-sized axial fan is discussed. Furthermore, the numerical flow simulation was conducted to investigate the performance of the contra-rotating small-sized axial fan and internal flow field and pressure distributions were clarified and the effect of contra-rotating rotors would be considered.

Key Words : Small-sized axial fan, Contra-rotating rotors, Numerical flow simulation, Performance, Internal flow

1. ま え が き

ユビキタスネットワーク社会の構築や機械の高度電子化に伴い、データセンターや各種電子機器の消費電力量が急増しており、エネルギー問題および地球温暖化問題への配慮からデータセンターや電子機器の省エネルギー化に対する要望が益々強くなってきている。データセンターでは、IT 機器の消費電力量に匹敵する程の電力が、IT 機器などの冷却に使用されている。この冷却用ファンなどの省エネルギー化は極めて重要な課題として位置付けられている。現在、ノートパソコン・デスクトップパソコン・サーバおよ

び電子機器の冷却装置として小型軸流ファンが使用されているが、半導体の高集積化に伴う発熱量の増加によりさらなる高出力化の傾向にある⁽¹⁾。しかし、パソコンにおけるファンの設置スペースには制約があるため、ファン径を大きくすることによる高出力化には限界がある。そのため、高回転速度化の傾向にあるが、回転速度の増加に伴う性能低下および騒音の問題が懸念される。そこで、根本理念として二重反転形はコンパクト化（同一回転速度条件下）および低回転速度化（同一直径条件下）に有効⁽²⁾でありポンプおよびファンにおいて実験的にその性能上の利点が見られることから⁽³⁾⁽⁴⁾、小型軸流ファンの高性能化・コンパクト化への打開策として二重反転形小型軸流ファンを考えた。二重反転形は、単段の軸流ファンと比較し軸方向に大きくなってしまいが、各種適用機器（デスクトップパソコン・サーバおよび電源装置）においてはファン直径のスペースよりも比較的軸方向スペースを確保しやすいことから、小型軸流ファンへの二重反転形羽根車採用の

1 徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部
Institute of Science and Technology, The University of Tokushima

2 徳島大学大学院先端技術科学教育部
Graduate School of Advanced Technology and Science,
The University of Tokushima

*連絡先： 〒770-8506 徳島市常三島町 2-1

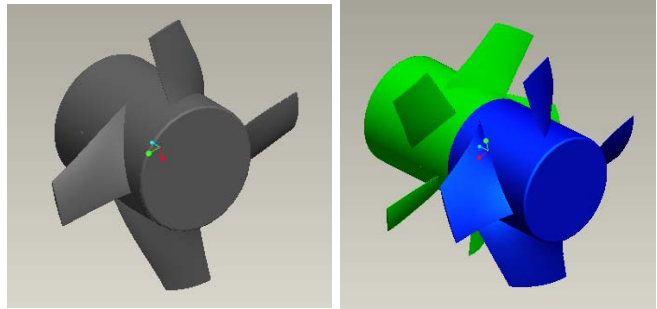
妥当性は十分あるものと考えられる。二重反転形では前段羽根車での非定常な旋回速度成分を考慮した後段羽根車設計を行う必要がある⁵⁾。また、前段羽根車からの後流による後段翼間流れ場への影響や前後段翼列間の圧力干渉などの問題⁶⁾が存在し、それらの性能への影響を詳細に把握することが重要である。一方、パソコン用などの小型軸流ファンはターボ機械の分類では非常に小型に属するため、ターボ機械の従来の規格や理論がそのまま適用できない場合が多々見られ、その設計指針の確立が強く求められている。

本報では、ソシオテクノサイエンス研究部若手研究プロジェクトとして採用された本研究課題の成果を実験および数値流れ解析結果をもとに報告する。具体的には、直径100mmの既存の小型軸流ファン(羽根車一段のみ)の性能特性、相似則、チップクリアランスの変化による性能への影響に関する実験結果を示し既存設計手法の適用限界について言及する。さらに、数値流れ解析により明らかとなった小型軸流ファンおよび二重反転形小型軸流ファンの性能特性とその内部流れを示し、小型軸流ファンへの二重反転形羽根車採用の利点について検討する。

2. 実験装置および方法

本研究に使用する小型軸流ファン(Rtype と呼ぶ)と二重反転形小型軸流ファン(RRtype と呼ぶ)の主要設計諸元と羽根車を表1と図1に示す。Rtype および RRtype のハブ/翼先端径を $D_H/D=45/98$ [mm]、設計流量 $Q_d=0.016$ [m³/s]、設計圧力上昇量を Rtype では $P_d=13.7$ [Pa]、RRtype では $P_d=14.7$ [Pa] とし、Rtype の設計回転速度を $N=3000$ [min⁻¹]、RRtype の設計回転速度を前段および後段羽根車とも $N=1780$ [min⁻¹]として設計した。RRtype では羽根車比速度が既存の小型軸流ファン設計時とほぼ同一となるように設計し、前段および後段羽根車の圧力上昇量をそれぞれ $P=7.35$ [Pa]とした。小型軸流ファンには一般的に円弧羽根が使用されているが、小型軸流ファンへの翼形採用による性能改善に関する報告⁷⁾もあることから本研究では翼形を使用することとした。図2に本実験装置の概略図を示す。実験装置は JISB8330 にもとづき設計・製作を行っており、試験部吸込み口から流入した空気は羽根車、チャンバー、測定管路、補助送風機の順で通過し大気へ放出される。羽根車は同軸上に設置したサーボモータにより駆動され、性能試験実施時には Rtype の回転速度を一定($N=3000$ min⁻¹)に保って実験を行った。なお本実験では研究の第一段階として Rtype での実験のみ実施している。また、チャンバーに設けた静圧孔より静圧 P_s を計測し、大気圧との差から圧力上昇量を算出し、サーボモータより回転速度を、測定管路に設置されたオリフィスにより流量 Q を測定した。実験では、過大流量から締切りまでの広い流量範囲における圧力特性曲線を調査するとともに、

回転速度を $N=1500$ [min⁻¹]に低下させた低レイノルズ数条件下における圧力特性曲線の調査も実施し、小型軸流ファンの相似則についても検討した。内部流れの計測には、小型の実験設備に対応した独自の小型の単孔ピトー管(直径2mmの超小型)を製作し、流れ場の計測時には左右に30°回転させ計測を行うことより、3孔ピトー管の代用とした。



(a) R type

(b) RR type

Fig.1 Small sized axial fan

Table.1 Primary dimensions of R and RR types

		Hub	Mid	Tip
	Diameter	45	72	98
Rotor (R type)	Blade Number	4		
	Blade Profile	NACA 4412	NACA 4412	NACA 4412
	Solidity	0.908	0.361	0.208
	Stagger Angle	59.84°	70.35°	74.87°
Front Rotor (RR type)	Diameter	45	73	98
	Blade Number	4		
	Blade Profile	NACA 4406	NACA 4406	NACA 4406
	Solidity	1.245	0.508	0.308
	Stagger Angle	42.40°	60.11°	67.21°
Rear Rotor (RR type)	Blade Number	5		
	Blade Profile	NACA 4409	NACA 4409	NACA 4409
	Solidity	0.910	0.447	0.288
	Stagger Angle	55.92°	66.91°	68.87°

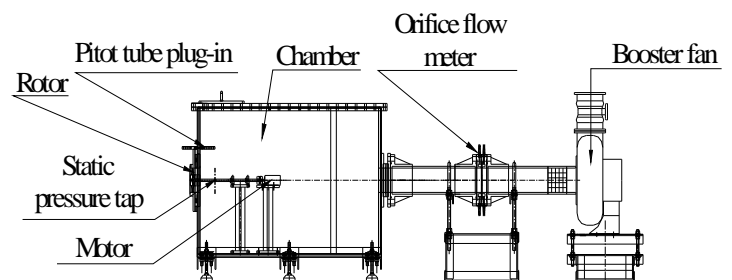


Fig.2 Experimental apparatus

図 3 に単孔ピトー管での計測位置を示す。軸方向の計測位置は羽根車ハブ前縁より上流 5mm から 10mm ごとに 5 点、ハブ後縁下流 6mm と下流 40mm から 10mm ごとに、7 点の計 13 点、半径方向の計測位置は、半径 $r=28.5\text{mm}$ より $r=49.5\text{mm}$ まで 3mm ごとに計 8 点設けており、全部で 104 点において計測を行っている。また、チップクリアランスの性能への影響を調査するために、Rtype と同一仕様の羽根車でチップクリアランス 1.5mm の羽根車も用意し、性能特性および内部流れの調査を行った。

3. 計算格子および計算手法

解析では汎用数値解析コードである ANSYS-Fluent を使用し、実験装置と同一の計算モデルを使用し 3 次元定常解析を実施した。数値流れ解析に使用した計算格子を図 4 に示す。計算領域は、入口領域、羽根車領域、チャンバー領域、測定管路領域の 4 領域より構成されており、入口領域には格子数を 218,039 点、羽根車領域には Rtype1 は 1,521,481 点、RRtype は 3,613,381 点、チャンバー領域には 667,135 点、測定管路領域には 39,875 設けた。計算では実験同様 1mm の翼先端隙間を設け、格子数は 15 万点以上を確保している。また、入口境界条件は質量流量一定とし、出口境界条件には静圧一定を与えた。羽根車出口には静圧一定とした。今後、三次元非定常解析を実施できるように羽根車の回転領域と他の静止領域はグリッドインターフェースにより接続している。乱流モデルには低レイノルズ数はく離条件化においても十分対応できるように $k-\omega$ モデルを使用し、壁面近傍には標準の壁関数を用いている。なお本研究では $0.6Q_d \sim 1.2Q_d$ の 6 流量点において数値流れ解析を実施し、各流量点における解析結果の収束性は良好であった。

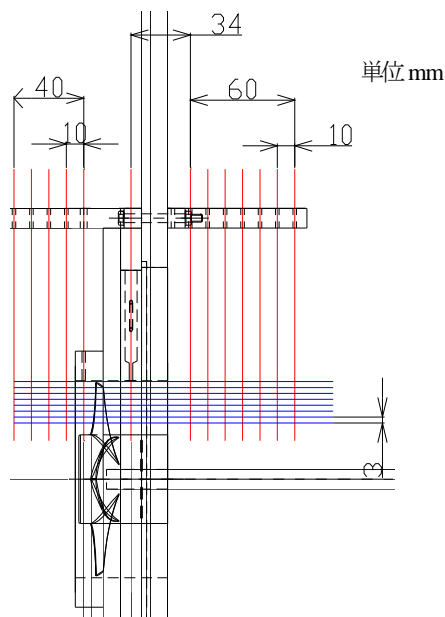
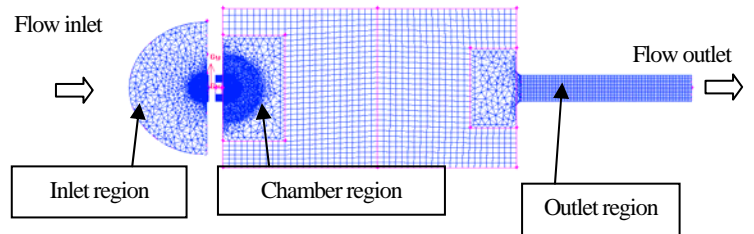


Fig.3 Measuring points for internal flow

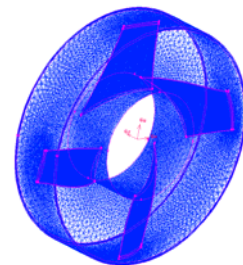
4. 実験結果および考察

4. 1 小型軸流ファンの性能特性と内部流れ

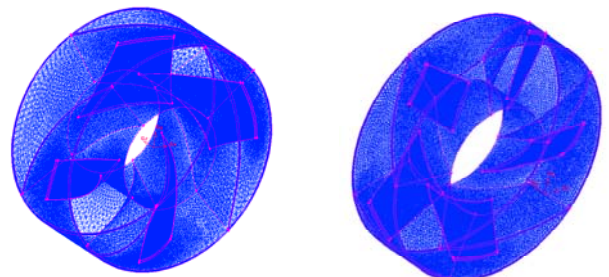
図 5 に Rtype の設計回転速度 $N=3000[\text{min}^{-1}]$ における圧力特性曲線の実験結果を示す。実験結果より、流量の減少に伴い圧力はほぼ直線的に増加しており、圧力特性曲線は安定した右下がり特性を示していることがわかる。また、設



(a) Numerical domain



(b) RR type



(d) RR type rear rotor

Fig.4 numerical grids

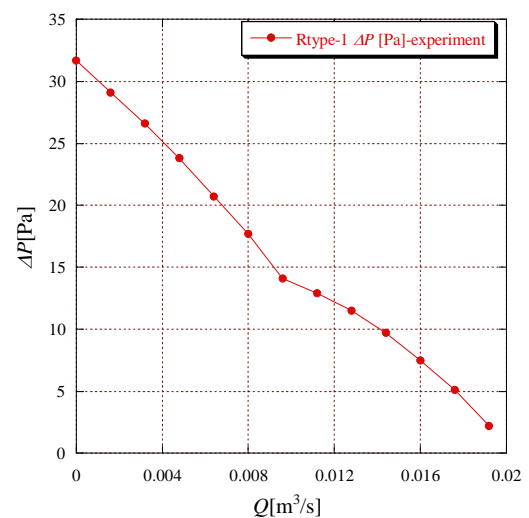
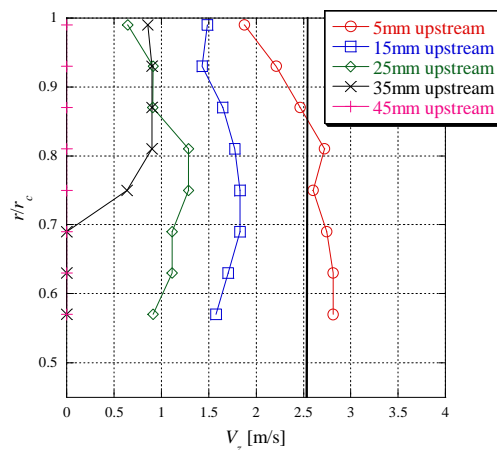


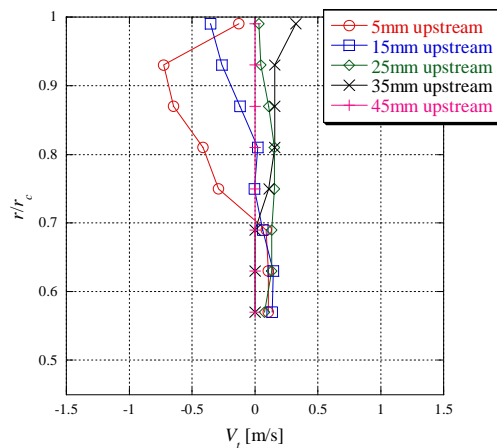
Fig.5 Pressure curve

計流量 $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ における Rtype の圧力上昇量は $\Delta P=7.5[\text{Pa}]$ と設計値 $\Delta P=13.7[\text{Pa}]$ を下回っている。これは、本実験に使用した小型軸流ファンは既存の設計手法にもとづいているためと考えられ、小型軸流ファンへの既存の設計手法の適用の限界を伺うことができる。締切り流量点においては $\Delta P=31.7[\text{Pa}]$ となっており、設計流量の 4 倍程度の圧力上昇が確認できる。

図 6 に羽根車上流での半径方向における速度分布を示す。(a),(b)はそれぞれ軸方向速度 V_z 、周方向速度 V_t に対応する。また、図 7 に羽根車下流での半径方向における周方向速度分布 V_t を示す。(a),(b)は図 6 と同様に V_z 、 V_t に対応する。それぞれの図において縦軸は半径 r をケーシング内径 r_c で割った値 r/r_c を示しており、 $r/r_c=0.45$ がハブで、 $r/r_c=1.0$ がケーシングを意味する。なお、周方向成分 V_t は羽根車の回転方向を正としている。また、図 6(a)、図 7(b)に設計時に想定した軸方向速度および旋回速度分布を実線で示している。図 6 の軸方向速度成分 V_z に着目すると、羽根車入口において 15mm 上流までは半径方向に一樣に流入しているが羽根車上流 5mm においてハブ側からチップ側に掛けて緩やかに軸方向速度が減速しチップ側で極端に減少する流



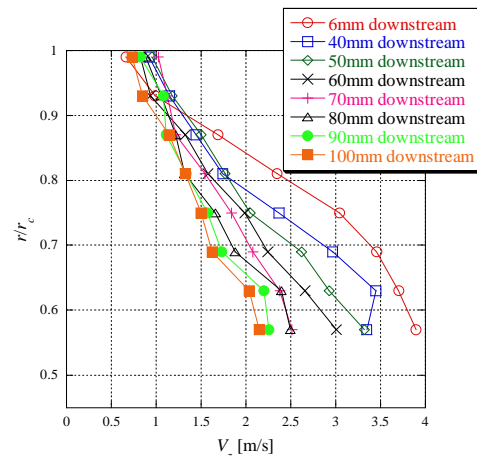
(a) Axial velocity distributions



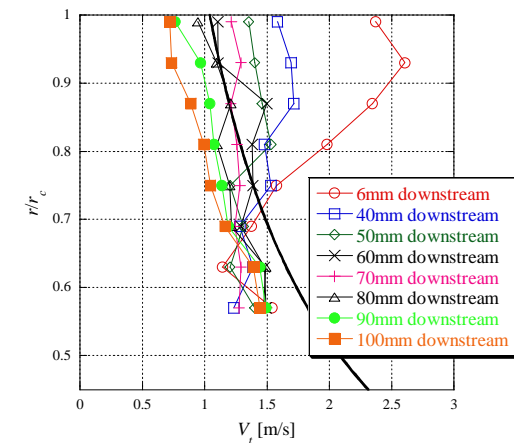
(b) Circumferential velocity distributions

Fig.6 Velocity distributions at rotor inlet

入状態となっていることがわかる。チップ側での極端な軸流速度の減少は羽根車上流 5mm の位置は既にケーシング内部であり、ケーシング底面での壁面摩擦およびケーシング入口部での剥離によりチップ側の軸方向速度が減速しているためだと考えられる。本試供羽根車は羽根車入口では半径方向に軸方向速度成分が一樣に流入している状態を想定し羽根設計を行っているため、羽根入口部において良好な流入状態とはなっておらず、はく離などの損失が起こっているものと考えられ、このことが設計流量における圧力上昇量が設計値を満たさず性能低下につながったものと考えられる。そのため、ハブ側に偏った流れ場を考慮した羽根車設計が重要であることが明らかとなった。一方、図 7 の羽根車下流の流れ場に注目すると、軸方向速度はハブ側に偏っており、この影響を受け羽根車下流 6mm ではチップ側の周方向速度が大きいことが確認できる。本試供羽根車は自由渦設計($rV_t=\text{const}$)にて設計を行っているが、小型軸流ファンでは、半開放形入口流路や壁面境界層の影響により、設計通りの流れ場にはなっておらず、二重反転形小型軸流ファンの後段羽根車の設計では、このハブ側に偏った流れ場を考慮した設計が重要であることが確認できる。



(a) Axial velocity distributions



(b) Circumferential velocity distributions

Fig.7 Velocity distributions at rotor outlet

4. 2 小型軸流ファンの相似則

パソコンなどの冷却用小型軸流ファンなどでは、発熱量に対して回転速度を OFF-弱-強と制御するファン制御法などが適用されている。また、直径 200mm 以下の小型ファンでは、相似則にもとづく性能予測や羽根車の設計がどの程度まで適用できるか明らかではない。本試供ファンは、直径 $D=100\text{mm}$ と小型に属し寸法効果およびレイノルズ数の影響により、相似則が成立するか明らかではない。そこで、Rtype の回転速度 $N=3000, 1500, 1000, 500[\text{min}^{-1}]$ における各流量での平均圧力上昇量を無次元化することで本試供小型軸流ファンにおける相似則に着目した。図 8 に回転速度を変化させた時における圧力特性曲線を示す。図の横軸は流量係数 ϕ 、縦軸は圧力係数 ψ である。図 8 より、回転速度 $N=3000, 1500, 1000[\text{min}^{-1}]$ での圧力係数を比較するとほぼ一致していることがわかる。しかし、回転速度 $N=500[\text{min}^{-1}]$ では圧力係数が他の回転速度のときよりも低い値を示していることが確認できる。このことより、本研究で製作した羽根直径 98mm の小型軸流ファンにおいて効率曲線の考慮も必要ではあるが、レイノルズ数 $Re \geq 5437$ の条件下では相似則が成立していると考えられる。しかし、 $2719 \leq Re < 5437$ の条件下で臨界レイノルズ数が存在し、相似則から外れ圧力係数において他のレイノルズ数条件下の圧力係数分布より低くなったと考えられる。

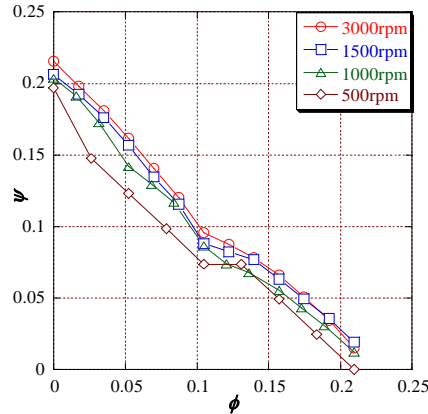


Fig.8 Pressure curves at different rotational speed

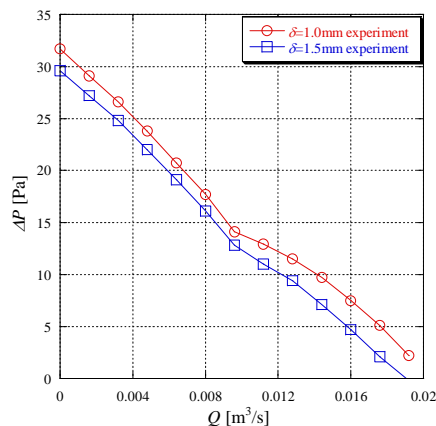
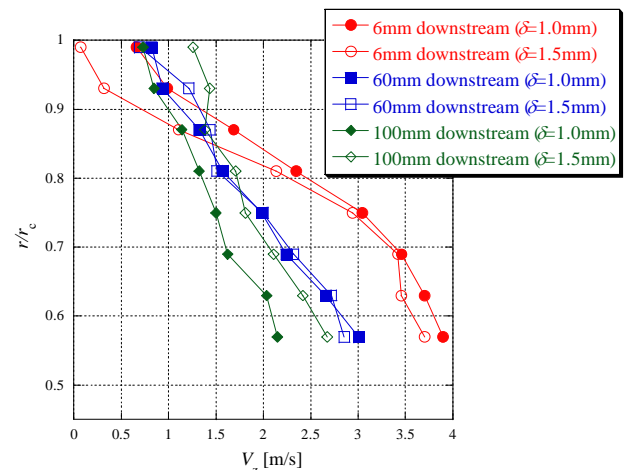


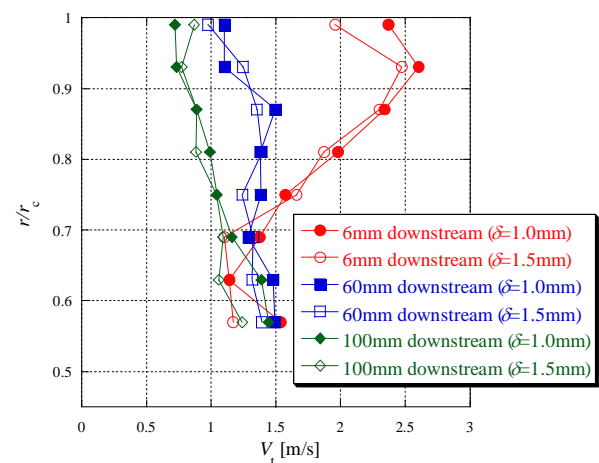
Fig.9 Pressure curves of different tip clearance

4. 3 チップクリアランスが性能と内部流れ及ぼす影響

図 9 にチップクリアランス $\delta=1.0[\text{mm}]$ および $\delta=1.5[\text{mm}]$ における小型軸流ファン Rtype の圧力特性曲線を比較して示す。横軸は流量 $Q[\text{m}^3/\text{s}]$ 、縦軸は圧力上昇量 $\Delta P[\text{Pa}]$ を示している。図より、 $\delta=1.5[\text{mm}]$ は $\delta=1.0[\text{mm}]$ と比較し全流量域において圧力上昇量が低いことがわかる。設計流量点 $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ においては $\delta=1.5[\text{mm}]$ では圧力上昇量 $\Delta P=4.7[\text{Pa}]$ と $\delta=1.0[\text{mm}]$ の圧力上昇量 $\Delta P=7.5[\text{Pa}]$ と比較し 2.8Pa 低い値を示した。このことより、ケーシング直径 100mm の小型軸流ファンにおいて、チップクリアランスの違いによる圧力上昇量への影響は非常に大きいことが明らかとなった。図 10 にチップクリアランス $\delta=1.0\text{mm}$ と $\delta=1.5\text{mm}$ での羽根車下流における速度分布を示す。(a), (b) はそれぞれ軸方向速度 V_z 、周方向速度 V_t を表す。図より $\delta=1.5\text{mm}$ ではチップ側での軸方向速度が小さく、 $\delta=1.0\text{mm}$ と比較するとハブ側に流れが偏っていることがわかる。こ



(a) Axial velocity distributions



(b) Circumferential velocity distributions

Fig.10 Velocity distributions at rotor outlet

れは、翼先端漏れによるブロッケージ効果による影響と考えられ、チップ側における周方向速度成分も $\delta=1.5\text{mm}$ は若干小さい値を示している。図 11 に流量加重平均静圧の軸方向分布を示す。図より、 $\delta=1.5\text{mm}$ と $\delta=1.0\text{mm}$ では、羽根間における静圧上昇量に大きな違いがあることが確認できる。

5. 数値解析結果および考察

図 12 に数値流れ解析により得られた Rtype と RRtype の圧力特性曲線を Rtype の実験結果と比較して示す。図より Rtype の解析値は解析を行った全ての流量点において実験値と定量的な一致を示していることがわかり、数値流れ解析結果は妥当な値を示していると判断できる。RRtype については実験結果が得られていないため、現段階では検証ができないが Rtype での計算結果が定量的に実験値を捉えていることから RRtype においても十分妥当な値を示していると考えられる。次に数値流れ解析結果から Rtype と RRtype の圧力上昇量を比較すると、数値流れ解析を行った全ての流量域において RRtype が Rtype よりも高い圧力上昇量を示した。また、設計流量 $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ においては、RRtype の圧力上昇量は $\Delta P=10.82[\text{Pa}]$ であり、Rtype の圧力上昇量は $\Delta P=7.52[\text{Pa}]$ と比較して 3.3Pa 圧力上昇量が高い。しかし、二重反転形小型軸流ファンにおいても設計圧力上昇量 $\Delta P_d=14.7[\text{Pa}]$ を満たさず、既存の軸流ファンの設計手法による小型軸流ファンへの適用の限界を伺うことができる。また、流量 $Q=0.0192[\text{m}^3/\text{s}]$ ($1.2Q_d$) においては RRtype の圧力上昇量は Rtype の圧力上昇量とほとんど変わらない圧力上昇量しか示さず、過大流量域においては既存の小型軸流ファンと二重反転形小型軸流ファンでの圧力上昇量の差は小さいことがわかる。

図 13 に数値流れ解析により得られた Rtype と RRtype の軸動力および効率曲線を示す。効率 η に着目すると、数値流れ解析を行った全流量域において RRtype の方が Rtype よりも効率が高く、高効率流量範囲が広いことがわかる。このことより、一段あたりの羽根負荷の小さい二重反転形採用の利点を確認できる。設計流量点 $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ をみると RRtype では効率 $\eta=44.4[\%]$ と Rtype の効率 $\eta=34.8[\%]$ より約 10%も効率が高いことがわかる。一方、最高効率点は設計流量点より約 1 割流量が減少した流量点にあり Rtype は最高効率 $\eta=41.2[\%]$ 、RRtype は最高効率 $\eta=49.4[\%]$ を示し、最高効率に着目しても RRtype は Rtype より約 10%最高効率が高い結果となった。また、RRtype は $0.6Q_d$ から $1.0Q_d$ までの広い範囲で Rtype の最高効率より高い $\eta=40[\%]$ 以上の効率を示している。

図 14 に数値流れ解析より得られた Rtype と RRtype の羽根車下流での周方向速度の半径方向分布を実験結果と比較

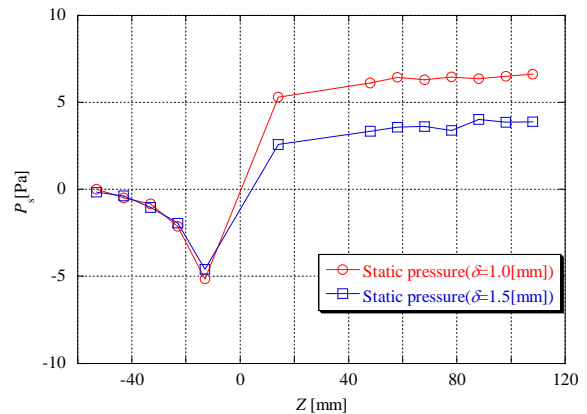


Fig.11 Static pressure distributions in axial direction

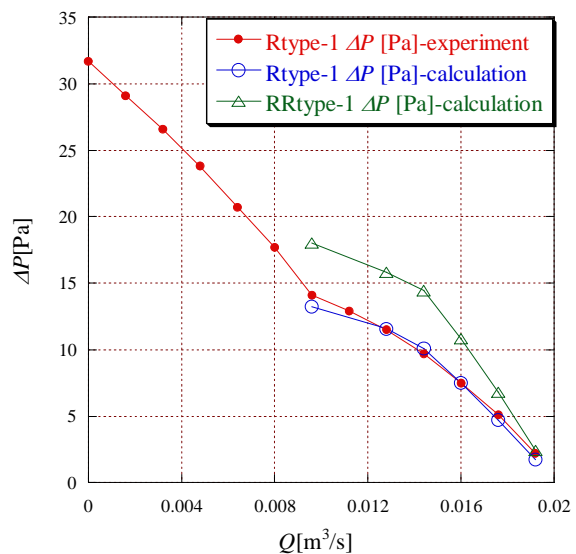


Fig.12 Pressure curves of R and RR types

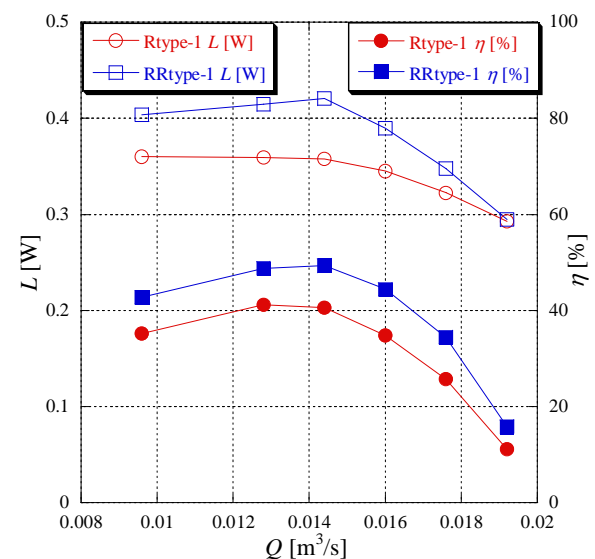


Fig.13 Shaft power and efficiency curves of R and RR types

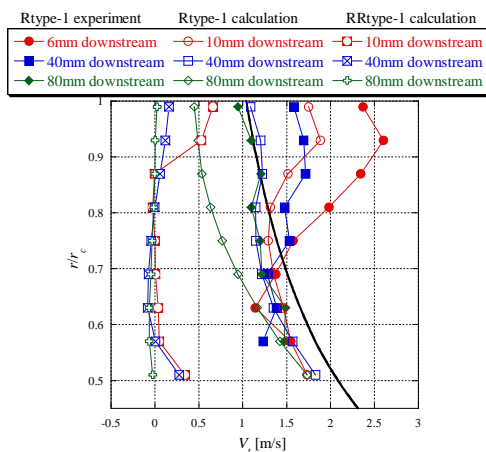


Fig.14 Circumferential velocity distribution at rotor outlet

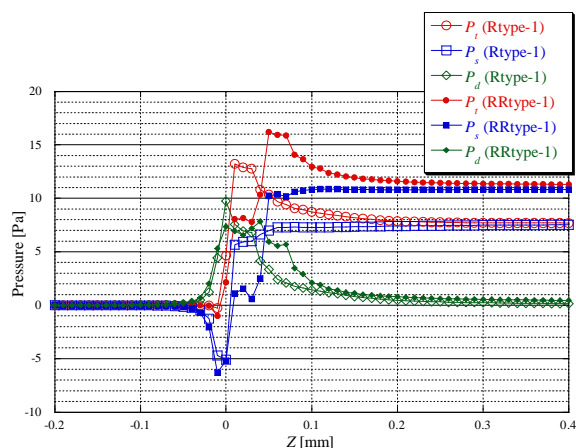


Fig.15 Static pressure distributions in axial direction

して示す。ここでは前段羽根車の回転方向を正としており、二重反転形では後段羽根車が基準である。また、図 14 に Rtype および RRtype の同一流量における流量加重平均化された軸方向の静圧上昇分布を示す。図 14 より Rtype では羽根後縁より 10mm 下流において 1m/s を越える周方向速度成分が残存していることが確認できる。一方、RRtype では、羽根車出口での周方向速度成分はほぼ 0m/s であり、前段羽根車からの旋回流を後段羽根車において回収できていることがわかる。図 15 の羽根後縁近傍における静圧上昇分布を見ると、羽根後縁からの静圧回復を確認できる。詳細な内容は割愛するが、これは羽根車下流での周方向速度の一部がチャンパー入口での急拡大部において圧力回復されたことが原因である。RRtype では軸方向への圧力勾配が緩やかであり、羽根負荷軽減による効果が確認でき、二重反転形の効率上昇に寄与したものと判断できる。

6. ま と め

小型軸流ファンの性能特性を実験的に調査し、小型軸流ファンへの二重反転形羽根車採用の効果について数値流れ解析より検討した結果、以下の諸点を得た。

- (1) 性能実験より、Rtype (既存の小型軸流ファン) の圧力上昇量は流量の減少に伴い直線的に増加していく。
- (2) 性能実験より、既存の軸流ファンの設計手法で設計した小型軸流ファン Rtype において設計流量で設計圧力上昇量を満たさず、小型軸流ファンへの既存の設計手法の適応の限界を確認することができた。
- (3) 内部流れ計測結果より、小型軸流ファンにおいて羽根車下流では軸方向速度はハブ側に偏っており、チップ側の軸方向速度は小さい。また、周方向速度が逆にチップ側で大きくハブ側では小さい。
- (4) 実験より、ケーシング直径 100mm の小型軸流ファンにおいてチップクリアランスを 1mm から 1.5mm に変更すると設計流量、設計回転数において約 3Pa の静圧上昇量が低下し、小型軸流ファンにおいてチップクリアランスの影響は非常に大きい。
- (5) 相似則検証実験より、直径 98mm の小型軸流ファンにおいてレイノルズ数 $Re \geq 5437$ の条件下では圧力係数において相似則が成立する。しかし、レイノルズ数 $Re=2719$ では相似則から外れていることより、レイノルズ数 $2719 \leq Re < 5437$ の条件下に臨界レイノルズ数が存在している。
- (6) 数値流れ解析より、二重反転形小型軸流ファンは計算を行った全ての流量点において小型軸流ファンよりも高い圧力上昇量、効率を示した。また、高効率流量範囲が広いことが明らかとなった。

なお、本研究費の一部は徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部研究プロジェクト経費および小宮研究助成金によった。ここに記して謝意を表する。

文 献

1. 宮原雅晴, 深野 徹, 小型電子機器のファン冷却技術, ターボ機械, 34-3, (2006), 129-134.
2. Furukawa, A., et al., Performance Test and Flow Measurement of Contra-Rotating Axial Flow Pump, J. Thermal Science, Vol.16, No.1, (2007), 7-13.
3. 古川明徳・ほか4名, 二重反転形軸流ポンプに関する実験的基礎研究, 機論67-657, (2001), 1184-1190.
4. 児玉好雄・ほか3名, 二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究第1報, 軸流距離, 電動機の特長と影響, 機論60-576, (1994), 2764-2771.
5. 重光 亨・ほか3名, 二重反転形軸流ポンプの後段翼車設計に関する実験的考察, ターボ機械, 31-2, (2003), 84-90.
6. A. J. Sanders, et al., Multi-Blade Row Interactions in a Transonic Axial Compressor: Part I- Stator Particle Image Velocimetry (PIV) Investigation, ASME J. Turbomachinery, Vol.124, (2002), 10-18.
7. 伊藤・他3名, 小型軸流ファンの性能と騒音に関する実験的研究(翼形状とパラメータの影響), 機論72-715, (2006), 670-677